

VEHICLE MOVEMENT CHARACTERISTIC CORRECTING DEVICE

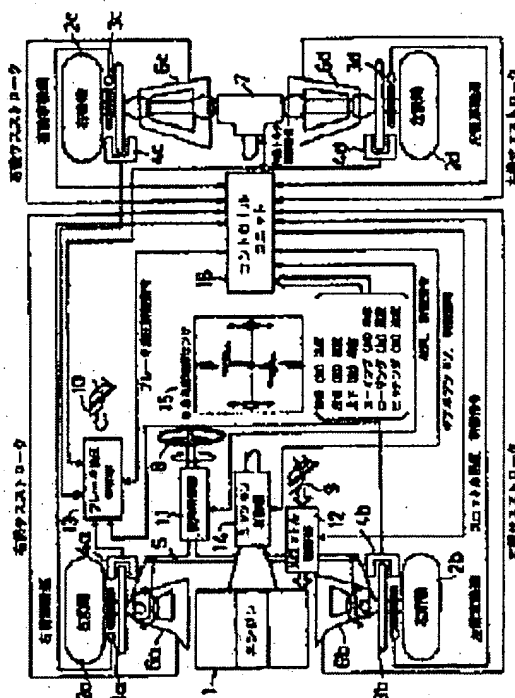
Patent number: JP4266538
Publication date: 1992-09-22
Inventor: YAMAKADO MAKOTO; others: 01
Applicant: HITACHI LTD
Classification:
- international: B60K41/28; B60T8/00; B62D6/00
- european:
Application number: JP19910026455 19910220
Priority number(s):

[Report a data error here](#)

Abstract of JP4266538

PURPOSE: To provide a movement characteristic correcting device for a vehicle which performs control equal to that by a skillful driver without impeding an intension of a driver.

CONSTITUTION: In a vehicle, a steering angle, a brake oil pressure, and a throttle opening are detected and vehicle movement is detected by means of a six-degree of freedom movement sensor comprising six acceleration sensors and an integrating circuit. By using above information, future movement, being a norm, of a vehicle and future movement of a real vehicle are estimated by means of the prestored movement characteristics of a



vehicle being a norm. When an eminent deviation therebetween is predicted, a steering angle, a brake oil pressure, and a throttle opening are controlled so that the deviation is reduced. When a vehicle exceeds a movement limit, such as a spin, a drift, and under steer, by effecting control equal to that by a skillful driver, the vehicle can be restored back to a value within the movement limit, and an effect to prevent the occurrence of a risk is produced.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Patent Abstracts of Japan

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平4-266538

(43)公開日 平成4年(1992)9月22日

(51)Int.Cl. ⁵	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
B 6 0 K 41/28		8920-3D		
B 6 0 T 8/00		7615-3H		
B 6 2 D 6/00		9034-3D		

審査請求 未請求 請求項の数15(全 15 頁)

(21)出願番号 特願平3-26455

(22)出願日 平成3年(1991)2月20日

(71)出願人 000005108

株式会社日立製作所

東京都千代田区神田駿河台四丁目6番地

(72)発明者 山門 誠

茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日

立製作所機械研究所内

(72)発明者 中村 満

茨城県土浦市神立町502番地 株式会社日

立製作所機械研究所内

(74)代理人 弁理士 本多 小平 (外1名)

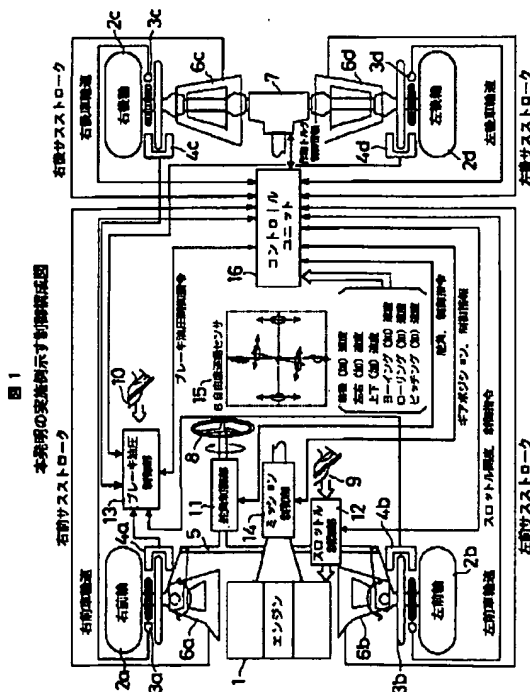
(54)【発明の名称】 車両運動特性補正装置

(57)【要約】

【目的】 運転者の意志を阻害することなく、熟練運転者と同等な制御を行うような車両の運動特性補正装置を提供することにある。

【構成】 車両において、操舵角と、ブレーキ油圧と、スロットル開度を検出し、6個の加速度センサと積分回路により構成された6自由度運動センサにより車両運動を検出し、この情報を用いて、予め記憶しておいた規範となる車両の運動特性より、規範となる車両の将来の運動と現実の車両の将来の運動を推測し、両者の間に著しい偏差が予想される場合は、その偏差を小さくするように舵角と、ブレーキ油圧と、スロットル開度を制御する様な構成になっている。

【効果】 車両がスピン、ドリフト、アンダーステアなど、運動限界を越えた場合に、熟練運転者と同等な制御を行うことにより、限界内に引き戻すことができ、危険回避につながる効果がある。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両において操舵角を検出する手段と、ブレーキ油圧を検出する手段と、スロットル開度を検出する手段と、車両運動状態を検出する手段と、規範となる車両運動特性を記憶している規範車両運動特性状態記憶手段と、前記操舵角検出手段が検出した操舵角と前記ブレーキ油圧検出手段が検出したブレーキ油圧と前記スロットル開度検出手段が検出したスロットル開度と前記車両運動状態検出手段が検出した車両運動状態とよりつぎの車両運動状態を予測する車両運動状態予測手段と、前記操舵角検出手段が検出した操舵角と前記ブレーキ油圧検出手段が検出したブレーキ油圧と前記スロットル開度検出手段が検出したスロットル開度と前記車両運動状態検出手段が検出した車両運動状態と前記規範車両運動特性状態記憶手段が記憶している規範車両運動特性とよりつぎの規範車両運動状態を予測する規範車両運動状態予測手段と、操舵角の制御手段と、ブレーキ油圧の制御手段と、スロットル開度の制御手段と、ギアポジションの制御手段と、駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの制御手段と、を有し、前記車両運動状態予測手段が予測した車両運動状態が、前記規範車両運動状態予測手段が予測した規範車両運動状態と著しい偏差が予想される場合には、該規範車両運動状態と前記車両運動状態検出手段が検出する車両運動状態との偏差を小さくするように、運転者の操舵、ブレーキング、スロットル操作に加え、前記舵角制御手段と前記ブレーキ油圧制御手段とスロットル開度制御手段とギアポジション制御手段とにより舵角、ブレーキ油圧、スロットル開度、ギアポジション、および駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの1者あるいは全者を制御する様に構成したことを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項2】 請求項1記載の車両運動特性補正装置において、車両運動状態とは、スロットル開度、ギアポジション、ブレーキ油圧、舵角、各車輪速、車両前後方向の加速度、車両前後方向の速度、車両左右方向の加減速度、車両左右方向の加速度、車両左右方向の速度、車両上下方向の加速度、車両上下方向の速度、車両ロール角加速度、車両ロール角速度、車両ロール角、車両ピッチ角加速度、車両ピッチ角速度、車両ピッチ角、車両ヨー角加速度、車両ヨー角速度、車両ヨー角のうちの1者あるいは全者であることを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項3】 請求項1あるいは2記載の車両運動特性補正装置において、規範車両運動特性状態記憶手段が記憶している規範車両運動特性とは、任意の初期値に対する、各種スロットル開度、各種ブレーキ油圧、各種舵角に対する、規範となる車両の請求項2記載の各種車両運動状態の応答であることを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項4】 請求項1から3のいずれかに記載の車両

運動特性補正装置において、舵角制御手段は、旋回方向に対して、逆方向にまで舵角を制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項5】 請求項1から4のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、前記舵角制御手段は、旋回方向に対して正のコーナリングフォースを得るために、左右操舵輪を結ぶ中点の速度ベクトルを基準として、旋回方向に舵角を与え、旋回方向に対して負のコーナリングフォースを得るために、左右操舵輪を結ぶ中点の速度ベクトルを基準として、旋回方向と反対側に舵角を与えることを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項6】 請求項1から5のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、前記ブレーキ油圧制御手段は、4輪のブレーキ油圧を独立して制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項7】 請求項1から6のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、前記ブレーキ油圧制御手段は、4輪のブレーキ油圧を独立して車輪非ロック状態からロック状態まで制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項8】 請求項1から7のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、前記ブレーキ油圧制御手段により各輪を独立して車輪非ロック状態からロック状態にまで制御することによって各輪のコーナリングフォースを制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項9】 請求項1から8のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの制御手段により駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクを制御し、ギアポジション制御手段によりギアポジションを制御することにより、各駆動輪にかかるエンジンブレーキを独立して制御することにより、各駆動輪を独立して車輪非ロック状態からロック状態にまで制御することにより各駆動輪のコーナリングフォースを制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項10】 請求項1から9のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、前記スロットル制御手段によりスロットル開度を制御し、前記駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの制御手段により駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクを制御し、前記ギアポジション制御手段によりギアポジションを制御することにより駆動輪を非空転状態から空転状態にまで制御することによって各輪のコーナリングフォースを制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項11】 請求項1から10のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、前記車両運動状態予測手段が予測した車両運動状態が、前記規範車両運動状態予測手段が予測した規範車両運動状態と著しい偏差が予想される場合には、運転者に該偏差を表示し、注意を促すことを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項12】 請求項1から11のいずれかに記載の

車両運動特性補正装置において、前記規範車両運動特性状態記憶手段が記憶している規範車両運動特性は、操舵角の検出手段により検出された操舵角、ブレーキ油圧の検出手段により検出されたブレーキ油圧、あるいはスロットル開度の検出手段により検出されたスロットル開度がある条件を満たす場合は、その条件に従い任意に変化することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項13】 請求項1から12のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、運転者の運転操作と本車両運動特性補正装置の制御操作の差分を運転者に表示することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項14】 請求項1から13のいずれかに記載の車両運動特性補正装置において、運転者により任意に制御あり、なしを選べることを特徴とする車両運動特性補正装置。

【請求項15】 車両において、操舵角を検出する手段と、ブレーキ油圧を検出する手段と、スロットル開度を検出する手段と、車両運動状態を検出する手段と、規範となる車両運動特性を記憶している規範車両運動特性状態記憶手段と、前記ブレーキ油圧検出手段が検出したブレーキ油圧と前記スロットル開度検出手段が検出したスロットル開度と前記規範車両運動特性状態記憶手段が記憶している規範車両運動特性より前記車両運動状態検出手段が検出した車両運動状態よりつぎの規範車両運動状態を予測する規範車両運動状態予測手段と、操舵角の制御手段と、ブレーキ油圧の制御手段と、スロットル開度の制御手段と、ギアポジションの制御手段と、駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの制御手段と、を有し、前記車両運動状態検出手段が検出した車両運動状態が、前記規範車両運動状態予測手段が予測した規範車両運動状態と著しい偏差がある場合には、該規範車両運動状態と前記車両運動状態検出手段が検出する車両運動状態との偏差を小さくするように、運転者の操舵、ブレーキング、スロットル操作に加え、前記操舵角制御手段と前記ブレーキ油圧制御手段とスロットル開度制御手段とギアポジション制御手段により舵角、ブレーキ油圧、スロットル開度、ギアポジション、あるいは駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの1者あるいは全者を制御することを特徴とする車両運動特性補正装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、車両がスピン、ドリフト、アンダーステアなど、通常の運動限界を越えた場合に、熟練運転者と同等な制御を行うことにより、限界内に引き戻すための車両の運動特性補正装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 GM社により出願された米国特許「アダプティブ・ピークル」(USP4, 829, 434R74, 789, 1989年5月9日登録)は、ドライバの「操作」状態、天候や車間距離などの「環境」状態、お

よび車速や加速度などの「走行」状態をセンサで検出し、別にこれら三つの基本状態について知識ベースを構築しておき、これを利用して最適条件を求め、自動車に対して統合的なフィードバック制御を行うものである。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 上記米国特許に見られるような制御は、車両の旋回限界の向上のためのシステムであり、何等かの理由で限界を越えて横滑り、スピンが始まった状態では、制御効果が期待できない。

【0004】 ここで、車両運動論においては、車両が旋回限界を越えて横滑り、スピンを生じた場合には、旋回方向と逆にハンドルを中立位置へ戻す、あるいは中立位置より更に逆方向にハンドルを切り足す(カウンターステア)ことで横滑りを低減することや、アンダーステアでコーナーを曲がり切れない時にはサイドブレーキを引いて後輪のみをロックさせ小半径で旋回する(スピンターン)ことは周知の高等運転技術である。しかしカウンターステアを必要量、正確に操作することや、スピンターンの技術は非常に難しく、特殊訓練を受けた人以外にはほとんどできないのが実状である。

【0005】 本発明の目的は運転者の意志を阻害することなく、熟練運転者と同等な制御を行うような車両運動特性補正装置を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】 かかる目的達成のため、本発明の車両運動特性補正装置の特徴は、車両において操舵角を検出する手段と、ブレーキ油圧を検出する手段と、スロットル開度を検出する手段と、車両運動状態を検出する手段と、規範となる車両運動特性を記憶している規範車両運動特性状態記憶手段と、前記操舵角検出手段が検出した操舵角と前記ブレーキ油圧検出手段が検出したブレーキ油圧と前記スロットル開度検出手段が検出したスロットル開度と前記車両運動状態検出手段が検出した車両運動状態とからつぎの車両運動状態を予測する車両運動状態予測手段と、前記操舵角検出手段が検出した操舵角と前記ブレーキ油圧検出手段が検出したブレーキ油圧と前記スロットル開度検出手段が検出したスロットル開度と前記車両運動状態検出手段が検出した車両運動状態と前記規範車両運動特性状態記憶手段が記憶している規範車両運動特性とからつぎの規範車両運動状態を予測する規範車両運動状態予測手段と、操舵角の制御手段と、ブレーキ油圧の制御手段と、スロットル開度の制御手段と、ギアポジションの制御手段と、駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの制限手段と、を有し、前記車両運動状態予測手段が予測した車両運動状態が、前記規範車両運動状態予測手段が予測した規範車両運動状態と著しい偏差が予想される場合には、該規範車両運動状態と前記車両運動状態検出手段が検出する車両運動状態との偏差を小さくするように、運転者の操舵、ブレーキング、スロットル操作に加え、前記操舵角制御手段と前記

ブレーキ油圧制御手段とスロットル開度制御手段とギアポジション制御手段とにより舵角、ブレーキ油圧、スロットル開度、ギアポジション、および駆動輪の差動装置の最大差動制限トルクの1者あるいは全者を制御する様に構成したことにある。

【0007】

【作用】上述の特徴によれば、車両がスピン、ドリフト、アンダーステアなどの運動限界を越えた場合に、熟練運転者と同等な制御を行うことにより、限界内に引き戻すことができ、危険回避につながる。

【0008】

【実施例】前2輪操舵のフロントエンジン・リヤドライブ・オートマチックミッションの車両に本発明を適用した場合の第1実施例を図面にに基づき説明する。

【0009】図1は、本実施例の装置の全体的構成を示す図である。本装置は、エンジン1と、右前輪2aと、左前輪2bと、右後輪2cと、左後輪2dと、各輪の車輪速センサ3a, 3b, 3dと、各輪のブレーキ4a, 4b, 4c, 4dと、ステアリング機構5と、各輪サスペンション機構6a, 6b, 6c, 6dと、コントロールデフ7と、ステアリング8と、アクセルペダル9と、ブレーキペダル10と、舵角制御部11と、スロットル制御部12と、ブレーキ油圧制御部13と、ミッション制御部14と、6自由度運動センサ15と、コントロールユニット16とで構成されている。

【0010】車輪速センサ3a, 3b, 3c, 3dは、各輪と共に回転する検出歯車と磁気ピックアップとで構成されている。磁気ピックアップは、車輪回転角度に対応したパルス列を出力する。このパルス間隔を計測することにより車輪の各回転角度における車輪速が検出できる。

【0011】各輪のブレーキ4a, 4b, 4c, 4dは、各輪に制動力を与えると同時に、作動時のブレーキライン圧のセンサも兼ね備えている。

【0012】サスペンション機構6aは、ダンパー等（図示せず）にストロークセンサ61a（図示せず）を具備しており、走行時に当該輪サスペンション機構のストローク量を検出できる。他のサスペンション機構6b, 6c, 6dも同様のストロークセンサを具備している。これにより、車両のロール角、ピッチ角が検出できる。また同時に、タイヤと路面とのキャンバ角の変化、トー変化等のアライメント変化が検出できる。

【0013】コントロールデフ7は、デファレンシャルギア内に差動制限用の油圧差動湿式多板クラッチを組み込んだものであり、電子制御で左右後輪の最大差動制限トルクが制御できるデファレンシャルギアであり、公知のものである。これにより左右後輪の車輪速差、駆動トルクに関わらず、通常の差動制限無しのデファレンシャルギアの状態から左右後輪が直結状態であるロックアップ状態にまで自由に制御できるものである。

【0014】図2は、舵角制御部11の構成を示す図である。舵角制御部11は、実際の舵角を検出する実舵角エンコーダ111と、ステアモータ113の回転を減速するギヤボックス112と、湿式多板クラッチ114と、ステアフィール（feel）補正モータ115の回転を減速するギヤボックス116と、運転者のステアリング舵角を検出するステア角エンコーダ117と、実舵角制御部118と、ステアフィール補正部119とで構成されている。以下、その動作について示す。運転者がステアリング8を切ると、ステア舵角エンコーダ117によりステア舵角が検出され、コントロールユニット16に inputs する。コントロールユニット16では、このステア舵角と各種情報を組合せ、実舵角制御部118に舵角指令を出力する。ステアモータ113は、電動機よりなるサーボモータの一種であり、コントロールユニット16の舵角指令に実舵角エンコーダ111の検出値を追従させる。ステアリング機構5は、ラックアンドピニオン構造になっておりステアリングシャフト5'が回転するとタイヤ角が変化する。実舵角制御部118には電流制御用のパワートランジスタ118.1の他、実舵電流検出センサ118.2が具備されている。一般にモータ（電動機）において出力トルクは流入する電流に比例する。今、バッテリーからステアモータ113に inputs する電流を、実舵電流検出センサ118.2で検出することにより、実舵角を舵角指令に追従させるために必要なトルク、即ち路面からの反力が検出できる。コントロールユニット16では、この検出した路面からの反力に応じて、ステアフィール補正部119、ステアフィール補正モータ115、そしてステアリング8を通じて運転者に対して的確なステアリングフィールをフィードバックする。また、舵角制御部11は、湿式多板クラッチ114を具備しており、各モータが故障した時に、このクラッチをつなぐことによりステアリングシャフト5'が直結され、運転者はステアリング8により直接舵角が制御できる。またこのときに運転者が楽にステアリングが切れるようにギヤボックス112, 116のギヤレシオを設定しておかねばならない。

【0015】図3はスロットル制御部12の構成を示す図、図4は図3中のデファレンシャル機構部の構成を示す図である。アクセルペダル9につながれたワイヤ120は、デファレンシャル構造122に図4のように固定されている。今、アクセルペダル9を踏み込んだ際、サーボモータ124が停止している場合には、スロットルバルブ121はデファレンシャル構造122と共に回転し、通常のスロットル構造と同等な動きを行う。そしてスロットル開度は、スロットルポジションセンサ123により検出され、コントロールユニット16に inputs される。次にサーボモータ124が回転する場合について示す。今、アクセルペダル9が固定され、サーボモータ124が反時計廻りに回転すると、スロットル

バルブ121は、図4の傘歯車により構成されるディファレンシャル構造により、時計まわり（サーボモータ124と逆方向）に回転し、サーボモータ124が時計廻りに回転するとスロットバルブ121は反時計まわりに回転する。従ってサーボモータ124の回転角を制御することにより、運転者のアクセル操作と独立してスロットル開度を制御することができる。コントロールユニット16は、スロットルポジションセンサ123により検出されたスロットル開度と各種情報を組合せ、サーボモータ124により、的確なスロットル開度の制御を行う。万一、サーボモータが故障した際にもスロットルバルブ121はアクセルペダル9により操作できるので通常の運転には支障が無い。

【0016】図5はブレーキ油圧制御部13の1輪分の構成を示す図である。ブレーキ油圧制御部は、ブレーキペダル10とリンク機構131により結合されたサーボモータ132と、マスタシリンダ133と、マスタ油圧センサ134と、ブレーキ油圧制御弁135と、各輪油圧センサ136で構成されている。リンク機構131はブレーキペダル10とサーボモータ132からの入力を確実にマスタシリンダ133に伝えるとき同時にサーボモータ132からの入力をブレーキペダル側に伝えないように構成されている。コントロールユニット16は、マスタシリンダ133に設けられたマスタ油圧センサ134より、運転者が必要としている減速度を推定する。本実施例では運転者がブレーキペダル10を踏み込むことにより生じるマスタシリンダの油圧によりこの減速度を推定するが、ブレーキペダルにブレーキペダルポジションセンサを設け、その変位から運転者が必要としている減速度を推定することもできる。コントロールユニット16では、この運転者が必要としている減速度に対して、さらに各種情報を組合せ、推定した減速度を得るために必要な、4輪に対する独立した油圧制御指令を算出し、各輪の油圧センサにより検出される各輪ブレーキ圧がこの指令に追従するように各輪のブレーキ油圧を制御する。また、運転者がブレーキを踏んでいない場合でも、オーバースピードでコーナーに進入する等してコントロールユニット16が、ブレーキ力が必要だと判断した場合には、サーボモータ132が、リンク機構131を通じて、マスタシリンダ133に力を伝え、運転者がブレーキペダル10を踏み込んだと同じ状態を作り出せるようになっている。

【0017】図6に6自由度運動センサ15の構成を示す。6自由度運動センサ15は、車両の重心を原点とし、前後方向にx軸、左右方向y軸、上下方向にz軸を取った車両固定座標系において図7のように車両に配置された6個の加速度センサ（線加速度センサ）151a, 151b, 151c, 151d, 151e, 151fと、乗算機152と、変換回路153と、2段の積分回路154, 155と、微分回路156とにより構成さ

れている。一般によく知られているように車両運動における自由度は、x軸方向、y軸方向、z軸方向の並進運動の他に、x軸廻りの回転運動（ローリング）、y軸廻りの回転運動（ピッチング）、z軸廻りの回転運動（ヨーイング）が存在する。そしてこれらの運動は互いに連成して成り立っているため、実際に加速度センサで測定される情報は、6自由度の成分すべてを含んでいる。従ってx軸方向の加速度を a_x 、速度を v_x 、y軸方向の加速度を a_y 、速度を v_y 、z軸方向の加速度を a_z 、速度を v_z 、x軸廻りの回転（ローリング）角加速度を α_x 、角速度を ω_x 、y軸廻りの回転（ピッチング）角加速度を α_y 、角速度を ω_y 、z軸廻りの回転（ヨーイング）角加速度を α_z 、角速度を ω_z とし、6個の加速度センサ151a, 151b, 151c, 151d, 151e, 151fにより検出された検出値を $G_x, G_y, G_z, G_{\alpha_x}, G_{\alpha_y}, G_{\alpha_z}$ とすると、例えばx軸方向の加速度 a_x 、y軸廻りの回転（ピッチング）角加速度 α_y については次のような関係がある。

【0018】

【数1】

$$a_x = \frac{1_a \cdot G_x + 1_b \cdot G_y}{1_a + 1_b} - \int \alpha_y dt \quad \int a_y dt$$

$$= \frac{1_a \cdot G_x + 1_b \cdot G_y}{1_a + 1_b} - \omega_y \cdot v_y$$

【0019】

【数2】

$$a_y = \frac{G_x - G_y}{1_a + 1_b}$$

【0020】本6自由度運動センサ15では、乗算機152と変換回路153と積分回路154で、このような演算を可能としている。積分回路154からの出力は速度、角速度情報となり、積分回路155からの出力は位置情報となり、微分回路156からの出力は加々々速度情報となり、コントロールユニット16に出力される。コントロールユニット16では、これらの情報を用いて、車両運動状態を把握すると共に、運転者の操舵角、スロットル開度、ブレーキ油圧等の運転操作情報を加え合わせ、対象車両固有の運動方程式を解くことにより、今後の車両運動を予測すると同時に、制御を追従させる目標とする車両（規範車両）の固有運動方程式を解くことにより、規範となる車両運動をも予測する。

【0021】図8に、車両が高速旋回を行い、急激な挙動変化を起こし、スピン状態に陥った場合の車両軌跡、ステアリング舵角を示す。図9に、車両が図8と同じコーナーにおいて高速旋回を行い、挙動変化を起こしたが、カウンタステアを用いてスピンを回避し、コーナーを脱出した場合の車両軌跡、ステアリング舵角を示す。図8、図9とも（a）、（b）の状態は同じである。車両が横滑り無しに旋回している状態での2次元での力学

的な釣合を図10に、また、旋回中に横滑りを起した状態での2次元での力学的な釣合を図11に、更に、カウンタステア時における2次元での力学的な釣合を図12に示す。

【0022】車両には、前左右輪、後左右輪に発生するコーナリングフォース C_{x1} 、 C_{x2} 、 C_{y1} 、 C_{y2} と、スロットル開度を増加させた場合に後左右輪に働く駆動力 F_{ax1} 、 F_{ax2} と、ブレーキをかけた場合に前左右輪、後左右輪に働く制動力 F_{br1} 、 F_{br2} 、 F_{br3} 、 F_{br4} と、車両の重心に働く遠心力とが働いており、これ

によってy軸方向の並進運動とz軸廻りの回転運動の釣*

$$mV \cdot \left[\frac{d\beta}{dt} + \omega_z \right] = C_{x1} + C_{x2} \left[F_{br1} + F_{br2} \right] \sin \delta \\ + C_{y1} + C_{y2}$$

【0025】z軸廻り

※【数4】

【0026】

※

$$I \cdot \frac{d\omega_z}{dt} = l_r \left\{ \left[C_{x1} + C_{x2} \right] - \left[F_{br1} + F_{br2} \right] \sin \delta \right\} \\ - \frac{1}{2} l_r \left\{ \left[-F_{br3} \right] - \left[-F_{br4} \right] \right\} \cos \delta \\ - l_r (C_{y1} + C_{y2}) \\ - \frac{1}{2} l_r \left\{ \left[F_{ax1} - F_{ax2} \right] - \left[F_{ax3} - F_{ax4} \right] \right\}$$

【0027】コーナリングフォースは車両の進行方向（速度Vの方向）に対する車輪の横滑り角により決定され、前輪においてステアリング舵角によって運転者により制御されている。今、前左右輪のコーナリングパワーを K_{x1} 、 K_{x2} 、後輪のコーナリングパワーを K_{y1} 、 K_{y2} とすると、

【0028】

【数5】

$$C_{x1} = -K_{x1} \cdot \beta_{x1} \approx -K_{x1} \left[\beta + l_r \cdot \frac{\omega_z}{V} \delta \right]$$

【0029】

【数6】

$$C_{x2} = -K_{x2} \cdot \beta_{x2} \approx -K_{x2} \left[\beta + l_r \cdot \frac{\omega_z}{V} \delta \right]$$

【0030】

【数7】

$$C_{y1} = -K_{y1} \cdot \beta_{y1} \approx -K_{y1} \left[\beta - l_r \cdot \frac{\omega_z}{V} \right]$$

【0031】

【数8】

$$C_{y2} = -K_{y2} \cdot \beta_{y2} \approx -K_{y2} \left[\beta - l_r \cdot \frac{\omega_z}{V} \right]$$

【0032】で表せる。 β 、 β_{x1} 、 β_{x2} 、 β_{y1} 、 β_{y2} は、それぞれ前左右輪、後左右輪の横滑り角である。ここで簡単のため前左右輪の横滑り角はそれぞれ等しく、また後

*合がとられている。今、車両が一定の速度Vで旋回しており、車両の重量をm、重心廻りの慣性モーメントをI、車両重心から前輪までの有効長さを l_r 、後輪までの有効長さを l_f 、前輪トレッドを l 、後輪トレッドを l とし、 $\tan \beta = v / V$ で定義される車両重心横滑り角を β 、舵角を δ とすると、この状態における運動は次のように記述できる。

【0023】y軸方向

【0024】

【数3】

左右輪の横滑り角はそれぞれ等しいと仮定する。

【0033】制駆動力（制動力および駆動力の総称、以下同じ）はブレーキ、アクセルによって運転者により制御されている。よく知られているように限界走行時にタイヤが最大限発生できるコーナリングフォースと制駆動力の絶対値の和は路面とタイヤとの摩擦係数が変わらなければ一定である。今、前左右輪におけるこの一定値を F_{x1} 、 F_{x2} 、後輪においては F_{y1} 、 F_{y2} とすると限界走行時には、以下のような式が成り立つ。

【0034】

【数9】

$$F_{x1}^2 = C_{x1}^2 + F_{br1}^2$$

【0035】

【数10】

$$|C_{x1}| = \sqrt{F_{x1}^2 - F_{br1}^2}$$

【0036】

【数11】

$$F_{y1}^2 = C_{y1}^2 + F_{br1}^2$$

【0037】

【数12】

$$|C_{y1}| = \sqrt{F_{y1}^2 - F_{br1}^2}$$

11

【0038】

【数13】

$$R_1^2 = C_{r1}^2 + (F_{arr1} - F_{br1})^2$$

【0039】

【数14】

$$|C_{r1}| = \sqrt{R_1^2 - (F_{arr1} - F_{br1})^2}$$

【0040】

【数15】

$$R_r^2 = C_{rr}^2 + (F_{arr} - F_{br})^2$$

【0041】

【数16】

$$mV \cdot \left[\frac{d\beta}{dt} + \omega_s \right] = - \left[K_{r1} + K_{rr} \right] \left[\beta + l_r \cdot \frac{\omega_s}{V} - \delta \right] - (F_{br1} + F_{br}) \sin \delta + \sqrt{R_1^2 - (F_{arr1} - F_{br1})^2} + \sqrt{R_r^2 - (F_{arr} - F_{br})^2}$$

【0044】 z 軸廻り

【0045】

※【数18】

※

$$I \cdot \frac{d\omega_s}{dt} = -I_r \left[K_{r1} + K_{rr} \right] \left[\beta + l_r \cdot \frac{\omega_s}{V} - \delta \right] - I_r (F_{br1} + F_{br}) \sin \delta - \frac{1}{2} I_{rs} \left\{ \left[-F_{br} \right] - \left[-F_{br1} \right] \right\} \cos \delta - I_r \sqrt{R_1^2 - (F_{arr1} - F_{br1})^2} - I_r \sqrt{R_r^2 - (F_{arr} - F_{br})^2} + \frac{1}{2} I_{rs} \left\{ (F_{arr} - F_{br}) - (F_{arr1} - F_{br1}) \right\}$$

【0046】となる。(数18)の第3項、第6項はそれぞれ前左右輪の制駆動力の差、後左右輪の制駆動力の差を表している。従って上述のように前左右輪の制動力をブレーキ油圧制御部13で独立に制御し、後左右輪の制駆動力をブレーキ油圧制御部13とコントロールデフ7で制御してやることでz軸廻りのモーメントを直接制御することにより、積極的にz軸廻りの回転が制御できる。

【0047】また(数17)からわかるように、左右後輪制駆動力(F_{br} - F_{br1})、(F_{ar} - F_{ar1})を増加させると(数17)の第3、第4項が減少し、横滑

*

$$|C_{rr}| = \sqrt{R_r^2 - (F_{arr} - F_{br})^2}$$

【0042】図10においては、車両の進行方向(速度Vの方向)とx軸方向とは一致しており、車両はy軸方向の速度成分vを持っていない。すなわち $\beta=0$ の状態である。次に図11は、 $\beta<0$ の状態を示している。このように後輪がコーナーの外側に振り出されているのは、操舵機構を持っていないために遠心力に見合うコーナリングフォースを得るための車輪横滑り角を得るためである。この状態から、さらにアクセスを踏む、もしくは後輪のみにブレーキをかけるなどして後輪の制駆動力の絶対値を上げてやると、後輪は前輪より先に限界状態を越える。このときのy軸方向の並進運動とz軸廻りの回転運動の運動方程式を示すと、y軸方向

【0043】

*【数17】

り角 β が増大する。さらに(数18)の第4、第5項が増加し、z軸廻りの回転角加速度 $d\omega_s/dt$ も大きくなり、巻き込みスピン状態に陥る。ここでこのスピンを回避するためには、(数17)、(数18)からわかるように制駆動力を過大にならないように制御してやると同時に、舵角 δ を減少させ負の領域(旋回方向とは逆、即ちカウンターステア)まで制御してやり、前輪が発生するコーナリングフォースによるz軸廻りの回転モーメントをゼロあるいは負(逆向き)にしてやるのが有効である(図12)。

【0048】図13に本発明における上記制御の実現法

を、まず操舵機能を持つ前輪について示し、次に後輪について示すことにする。(数5)、(数6)において、 $\beta + 1 \cdot \omega / V$ は、前輪トレッド中央の横滑り角であり、6自由度運動センサ15からの情報をコントロールユニット16で処理することにより検出できる。今、前輪トレッド中央の横滑り方向を縦軸にとり、コーナリングフォースを横軸にとり、前輪トレッド中央の横滑り角ベクトルと前輪の成す角を新たに δ' とし、図13のように舵角ベクトルを考えると、 δ' が実際のコーナリングフォースを生み出す舵角であることがわかる。この舵角ベクトルのコーナリングフォース軸への正写影がコーナリングフォースであると考えられる。今、舵角 δ' が増加するとある舵角でコーナリングフォースは最大値を取り、それ以後は減少してしまうので、舵角ベクトルは図13のような軌跡を描くことになる。図13において(a)の状態は、通常の状態に制御されている場合であり、舵角 δ' が正でコーナリングフォースも正である。(b)と(c)の状態に舵角が制御されている状態が本発明の特徴的なところであり、(b)においては、 δ' をゼロに制御し、コーナリングフォースをゼロとしている。さらに(c)においては δ' を負にすることにより、旋回方向と逆のコーナリングフォースを発生させている。これは、熟練運転者のみが可能である運転操作の一つであるカウンターステアを実現しているのと同値である。

【0049】次に後輪について説明する。通常の運転状態(d)、(e)においては駆動力F又は制動力Fの増加に伴いコーナリングフォースが減少し、更にタイヤ駆動力が過大なホイールスピン状態(f)や、タイヤ制動力が過大なホイールロック状態(g)では、コーナリングフォースはゼロとなる。本発明においては、このコーナリングフォースの減少を積極的に利用し、6自由度運動センサ15から検出される車両速度と車輪速センサ3により検出される各輪の車輪速を用いてブレーキ油圧制御部13、スロットル制御部12により、制駆動力を制御し、コーナリングフォースを制御する。またこの制動力を制御してコーナリングフォースを制御する方法は、ブレーキを持っている前輪にも適用できるのは言うまでもない。

【0050】本発明においては、コントロールユニット16が、6自由度運動センサ15から得られる車両運動情報、各輪の車輪速センサ3から得られる各車輪速、舵角制御部11から得られる舵角情報、スロットル制御部12から得られるスロットル開度情報、ブレーキ油圧制御部13から得られるブレーキ油圧情報を用い、以上のように積極的にカウンターステアを用いたり、後輪にのみブレーキをかけたり、過剰にスロットルを開いて駆動輪を空転させて各輪のコーナリングフォースを独立して制御することにより、z軸廻りの回転モーメントを制御し、車両の運動状態を制御する。もちろん、後輪制駆動

力の制御にコントロールデフ7、ミッション制御手段14を用いることは言うまでもない。

【0051】図14を用いて、コントロールユニット16内部での車両運動の推定プロセスを説明する。コントロールユニット16は、6自由度運動センサ15のz軸廻りの回転加速度 ω を検出すると(旋回が始まると)、6自由度運動センサ15の積分回路のリセットを行うと同時に検出を開始する。6自由度運動センサ15により検出されるx軸方向の並進速度 v_x 、y軸方向の並進速度 v_y より、車両重心横滑り角 $\beta = \arctan(v_y / v_x)$ を算出する。さらにz軸廻りの回転速度 ω と、運転者によりステアリング8を通じ入力される舵角(これは舵角センサを兼ねる舵角制御部11より検知される)を受け、各輪の横滑り角を検出する。一方、x軸廻りの回転角度(ロール角)、y軸廻りの回転角度(ピッチ角)を6自由度運動センサ15により検出し、車両の姿勢変化を検出し、各輪にかかっている荷重を検出する。さらに各輪サスペンション機構6a、6b、6c、6dのストロークセンサ61a、61b、61c、61dからの情報により6自由度運動センサ15にて検出された車両姿勢変化情報を補正する。これにより得られた車体姿勢変化と、サスペンションリンク機構の設計データより、キャンバ角の変化、トー角の変化等のアライメント変化を検出する。またこれらと同時に車輪速センサにより各輪の車輪速を検出し、6自由度運動センサ15により検出された車両速度と比較することにより、各輪のスリップ率を検出しておく。以上の各輪の横滑り角、荷重、アライメント変化、スリップ率とともに、スロットル制御部12により検出される運転者スロットル開度とミッション制御部14により検出されるギアポジションとから推定される駆動力、ブレーキ油圧制御部13により検出される運転者ブレーキライン圧から推定される制動力の情報、コントロールデフ7から検出される後輪の最大差動制限トルク、さらには、タイヤの非線形性などの各種情報を用い、各輪コーナリングフォースを算定する。そして得られた各輪コーナリングフォース、制動力、駆動力を用いて6自由度の運動方程式を解き、車両運動を推定する。また、これと同等な方法で、各輪コーナリングフォース、制動力、駆動力を用いて、あらかじめコントロールユニット16内部に記憶されている制御目標となる規範車両の運動特性が記述された6自由度の運動方程式を解き、車両運動の制御目標とする。

【0052】図15に車両が限界速度旋回中において、車両運動をz軸廻りの回転速度で代表し、さらに規範車両としてニュートラルステア(運動状態が、舵角と速度によってのみ決定される車両)を選択した場合のコントロールユニット16の制御プロセスを示す。図14のような手順で推定された規範車両のz軸廻りの回転速度 ω_0 と自車のz軸廻りの回転速度 ω とを比較する。今、

$\omega - \omega_0 > \epsilon$ (ϵ は $\epsilon > 0$ を満たす任意定数) の場合、コントロールユニット16は、車両に規範車両と比べてオーバーステアが発生していると判断し、運転者にこの情報を提示し、注意をうながしてもよい。コントロールユニット16は、舵角制御部11に対して舵角 δ を $\delta - \Delta\delta$ とする補正指令を出す。これでz軸廻りの回転速度 ω が減少すれば、 ω が ω_0 に追従するように補正を続ける。しかし、舵角を $\Delta\delta$ 減少させてもz軸廻りの回転速度 ω が減少しなければ、舵角を減少させながらスロットル制御部12とブレーキ油圧制御部13により、舵角 δ と同様に、スロットル開度 θ 、ブレーキライン圧 p_b を減少させ、またミッション制御部14とコントロールデフ7を用いて左右後輪の制動力、駆動力が適正に減少するように補正制御して、前輪の荷重を増加させると共に、後輪のコーナリングフォースを増加させ、相対的にz軸廻りの回転モーメントを減少させる。そしてさらには、旋回方向とは逆になるまで舵角を切込み(カウンターステア)、z軸廻りに現在の回転方向とは逆のモーメントが積極的に働くように補正する。このようにして ω が ω_0 に追従するように補正制御する。しかし、どうしても ω が減少しない場合は、危険回避のために舵角をさらにフルロックまでカウンターステア方向に切込み、ブレーキ油圧を前輪>後輪の関係に保ちながら、車両重心横滑り角 β が $\pi/2$ に近づくように制御し、車両を停止させてもよい。

【0053】次に $\omega - \omega_0 < \epsilon'$ (ϵ' は $\epsilon' > 0$ を満たす任意定数) の場合、コントロールユニット16は、車両に規範車両と比べてアンダーステアが発生していると判断し、運転者にこの情報を提示し、注意をうながしてもよい。コントロールユニット16は、舵角制御部11に対して舵角 δ を $\delta + \Delta\delta$ とする補正指令を出す。これでz軸廻りの回転速度 ω が増加すれば、 ω が ω_0 に追従するように補正を続ける。しかし、舵角を $\Delta\delta$ 増加させてもz軸廻りの回転速度 ω が増加しなければ、前輪のコーナリングフォースが限界に達しているの見なし、スロットル制御部12と、ブレーキ油圧制御部13と、ミッション制御部14と、コントロールデフ7を用いて左右後輪の制動力、駆動力が適正に増加するように補正制御して、前輪の荷重を増加させ前輪コーナリングフォースを増加させると共に、後輪のコーナリングフォースを減少させ、相対的にz軸廻りの回転モーメントを増加させ、 ω が ω_0 に追従するように補正する。それでも ω が増加しなければ、完全にコントロール不能と見なし、スロットル開度を全閉にし、ギアポジションを下げ、効果的にエンジンブレーキをかけながら、後輪が空転するまでブレーキ油圧をかけ、後輪のコーナリングフォースをゼロにして、z軸廻りの回転モーメントを一気に増加させる、いわゆるスピターンと同様な制御を行ってもよい。ここで、急激にz軸廻りの回転速度が増加してしまった場合は、上述のオーバーステ

アの制御を行ってもよい。

【0054】一般に車両のステアリング特性はアンダーステアに設計される場合が多い。従って上述のようにオーバーステアが発生することは、路面が凍結路のような極端な低摩擦係数の路である場合と、運転者が故意に多大な制駆動力を各車輪(特に後輪)に与えてオーバーステアを誘発させている場合とが考えられる。このうち前者の場合は、図15で示した制御で良い。しかし後者の場合は車両の重心の横滑り角を積極的に大きくして、カウンターステアをあてながら旋回する、いわゆるドリフト走行を行おうとしていると考えられる。このような場合コントロールユニット16は、z軸廻りの回転速度 ω を制御すると同時に、車両重心横滑り角 β を運転者の操作に従って制御する、即ち、制御目標とする規範車両の運動特性を運転者の操作に従って変化させるのが運転者に違和感を与えず、望ましい。

【0055】図16に一般の車両において重心の横滑り角を積極的に増大させようとしている場合の運転者の操作、図17にそうでない場合のその1例を示す。今、オーバーステアが検出された時点での車両重心横滑り角を β_0 、舵角を δ_0 、スロットル開度を θ_0 、ブレーキライン圧を p_{b0} とする。図16においては、オーバーステア発生時の舵角 δ の減少が的確であり、またそれと呼応するようにスロットル開度 θ が増加している。即ち、旋回方向とは逆になるまで舵角を切込み(カウンターステア)、z軸廻りに現在の回転方向と逆のモーメントが積極的に働くようにすると同時に、後輪の駆動力が増大するように制御することにより後輪のコーナリングフォースを減少させ、相対的にz軸廻りの回転モーメントを増加させるという相反した操作を行うことにより、z軸廻りの回転モーメントが0となるようにバランス制御しているのである。これに対して、図17においては、不意のオーバーステア発生でブレーキを踏んでしまい、z軸廻りの回転モーメントを増加させるかたちになり、車両重心横滑り角 β が増大してしまっている。さらに車両重心横滑り角 β に対する補正としての舵角 δ の操作タイミングが遅れており、いわゆるダッチロール現象を引き起こしている。図16と図17とを比較すれば明らかのように、オーバーステア時の車両重心横滑り β 、舵角 δ 、スロットル開度 θ 、ブレーキライン圧 p_b を検出することにより、かなりの精度で運転者の意志を推定できる。

【0056】図18に、スロットル開度 θ を運転者の意志として評価した場合のオーバーステア発生時のコントロールユニット16の動作を示す。最初にオーバーステア発生時点でのスロットル開度 θ_0 を検出し、これを θ_1 とする。そして時間 Δt 経過後、スロットル開度 θ_2 とx軸方向の並進速度 v 、z軸廻りの回転速度 ω 、車両重心点横滑り角 β_1 を検出する。ここで $d\theta/dt$ を計算し、もし $d\theta/dt > 0$ であれば、運転者はオー

バーステアを誘発しようとしていると見なし、運転者の意志に応じて規範車両運動特性を擬似オーバーステア特性に変更する。具体的には容認されている z 軸廻りの回転速度 ω を大きくしたり、車両重心横滑り角 β を、 β_1 にスロットル開度の時間変化 $d\theta/dt$ に適当な比例定数 K を掛け合わせたものを加え合わせて、 $\beta = \beta_1 + K \cdot d\theta/dt$ と設定値を変更したりする。ここでコントロールユニット16はスロットル開度 θ と x 軸方向の並進速度 v 、 z 軸廻りの回転速度 ω 、車両重心点横滑り角 β を変数とする規範舵角制御曲線 $f(\theta, v, \omega, \beta)$ を決定する(簡単のために、ここでは右カーブを対象とし、 v のみをパラメータとした図としてある)。規範舵角制御曲線 $f(\theta, v, \omega, \beta)$ において舵角がフルロックとなるスロットル開度を θ_{max} とする。このスロットル開度が、カウンターステアを含む舵角制御でスピンを回避できる最大の値である。この値を越えて運転者がスロットルを開いてもコントロールユニット16は $\theta_2 = \theta_{max}$ と補正してスロットル制御部12経由でエンジン1に制御指令を出す。 $\theta_2 < \theta_{max}$ のときは、舵角を $\delta = f(\theta_2, v, \omega, \beta)$ と補正する。以下この繰り返しを行い、運転者の意志に追従するように、規範舵角制御曲線を更新し、車両運動をこれに追従させるように制御を続け、 z 軸廻りの回転速度 ω がゼロになった時点でコーナーを脱出したと見なし補正制御を終える。

【0057】図18においては、運転者がドリフト走行を行おうとしている例について示したが、その他の場合においても、運転者の意志に起因する各種操縦量(舵角、スロットル開度、ブレーキ油圧等)を検出し、運転者の意志を推測し、これに追従するように、規範運動特性を更新し、車両運動をこれに追従させるように制御を行うことに変わりはない。

【0058】このような制御が実施されている場合、コントロールユニット16は、舵角、ブレーキ圧、スロットル開度の補正制御値を実時間で運転者に表示することにより、運転者の操作と実際の車両運動を引き起こすための操作量の差分や、タイミングの違いを示してもよい。そして、操作量の差分やタイミングの違いが少ないと判断した際には、運転者により任意に、制御あり、なしを選べるようにしてもよい。

【0059】なお、本発明の以上述べた実施例において、前2輪操舵のフロントエンジン・リヤドライブの車両について説明を行ったが、6自由度車両運動の検出方法、各輪のコーナリングフォースを制駆動力を制御することにより制御すること、及び、積極的に操舵角を通常旋回時とは逆方向に制御することは、電気自動車等、すべての車両に適応可能であることは、言うまでもない。

【0060】

【発明の効果】本発明によれば車両がスピン、ドリフト、アンダーステアなど、運動限界を越えた場合に、熟

練運転者と同等な制御を行うことにより、限界内に引き戻すことができ、危険回避につながる効果がある。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例を示す全体的な制御構成図。

【図2】舵角制御部の構成を示す図。

【図3】スロットル制御部の構成を示す図。

【図4】スロットル制御部のディファレンシャル機構の構造を示す図。

【図5】ブレーキ油圧制御部の構成を示す図。

【図6】6自由度運動センサの構成を示す図。

【図7】加速度センサの配置を示す図。

【図8】スピン状態に陥った車両軌跡を示す図。

【図9】カウンターステアを用いた車両軌跡を示す図。

【図10】車両重心横滑りが無い場合の車両の2次元の力学的な釣合を示す図。

【図11】車両重心横滑りがある場合の車両の2次元の力学的な釣合を示す図。

【図12】車両重心横滑りがある場合にカウンターステアを用いた場合の車両の2次元の力学的な釣合を示す図。

【図13】本発明の実施例におけるコーナリングフォースの制御方法を示す図。

【図14】本発明の実施例における車両運動の予測プロセスを示す図。

【図15】本発明の実施例における制御プロセスを示す図。

【図16】一般の車両において重心の横滑り角を積極的に増大させようとしている場合の運転者の操作を示す図。

【図17】一般の車両において重心の横滑り角を積極的に増大させようとしていない場合の運転者の操作を示す図であり、オーバーステア時の運転者の操作を示す図。

【図18】規範車両特性の修正プロセスを示す図。

【符号の説明】

1…エンジン	2a…右前輪
2b…左前輪	2c…右後輪
2d…左後輪	3a…右前輪車輪速センサ
3b…左前輪車輪速センサ	3c…右後輪車輪速センサ
3d…左後輪車輪速センサ	4a…右前輪ブレーキ
4b…左前輪ブレーキ	4c…右後輪ブレーキ
4d…左後輪ブレーキ	5…ステアリング機構
6a…右前輪サスペンション機構	6b…左前輪サスペンション機構
6c…右後輪サスペンション機構	6d…左後輪サスペンション機構

20

- | | | | |
|-------------------|--------------------|------------------------|-------------------|
| 7…コントロールデフ | 8…ステアリング | 1 1 9 2…ステアフィール電流検出センサ | |
| 9…アクセルペダル | 1 0…ブレーキペタル | 1 2…スロットル制御部 | 1 2 0…ワイヤ |
| ル | | 1 2 1…スロットルバルブ | 1 2 2…ディファレンシャル機構 |
| 1 1…舵角制御部 | 1 1 1…実舵角エンコーダ | 1 2 3…スロットルポジションセンサ | |
| 1 1 2…ギヤボックス | 1 1 3…ステアモータ | 1 2 4…サーボモータ制御部 | 1 3…ブレーキ油圧 |
| 1 1 4…湿式多板クラッチ | 1 1 5…ステアフィール補正モータ | 1 3 1…リンク機構 | 1 3 2…サーボモータ |
| 1 1 6…ギヤボックスエンコーダ | 1 1 7…ステア舵角 10 | 1 3 3…マスタシリンダセンサ | 1 3 4…マスタ油圧 |
| 1 1 8…実舵角制御部 | 1 1 8 1…パワートランジスタ | 1 3 5…ブレーキ油圧制御弁 | 1 3 6…各輪油圧センサ |
| 1 1 8 2…実舵電流検出センサ | 1 1 9…ステアフィール補正部 | 1 4…ミッション制御部 | 1 5…6 自由度運動 |
| 1 1 9 1…パワートランジスタ | | 1 6…コントロールユニット | |

【図4】

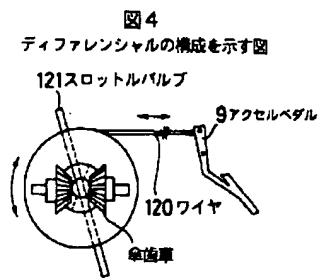
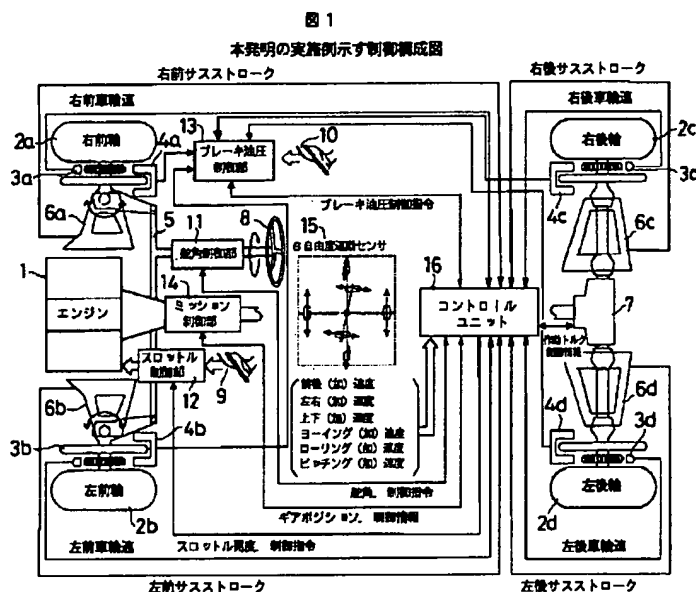
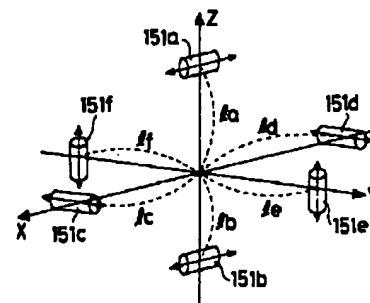
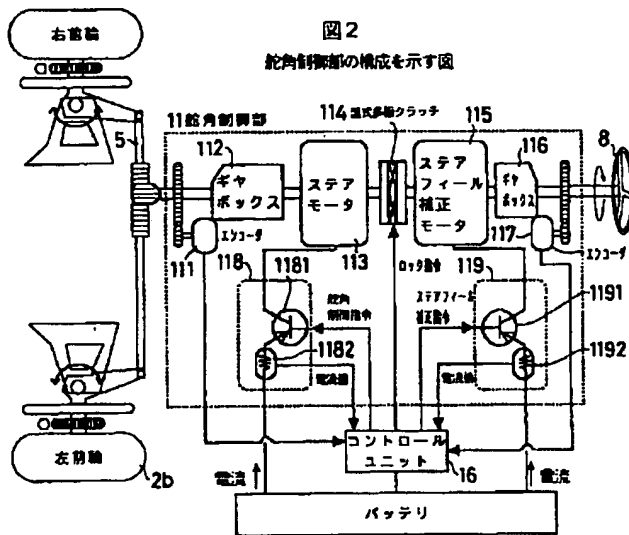


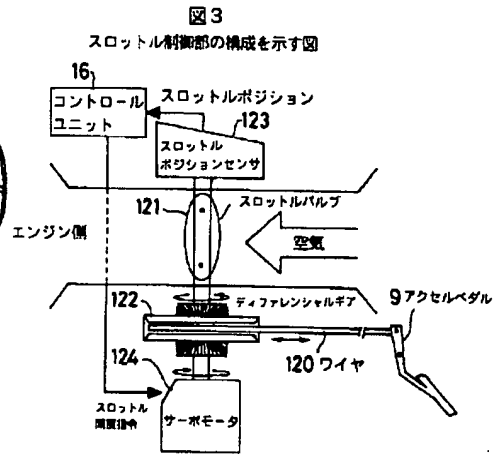
図7
加減速度センサの配置図



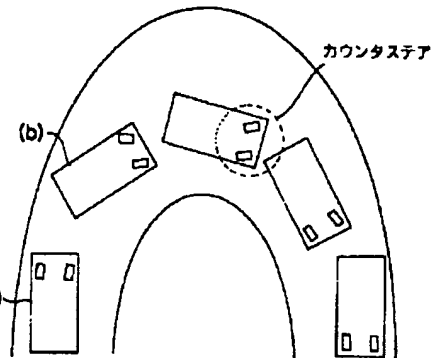
【図2】



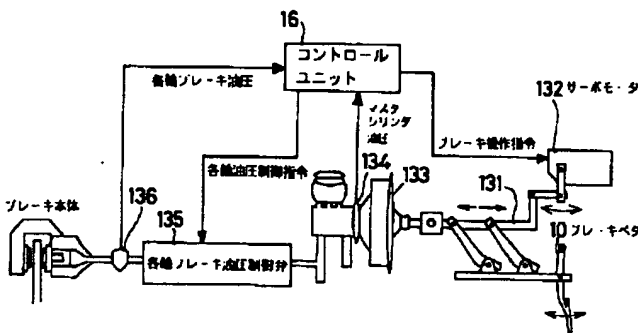
【図3】



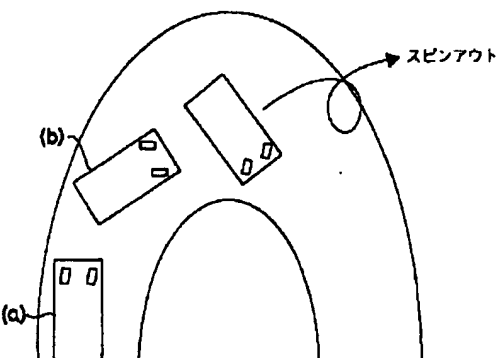
【図9】

図9
カウンタステア状態

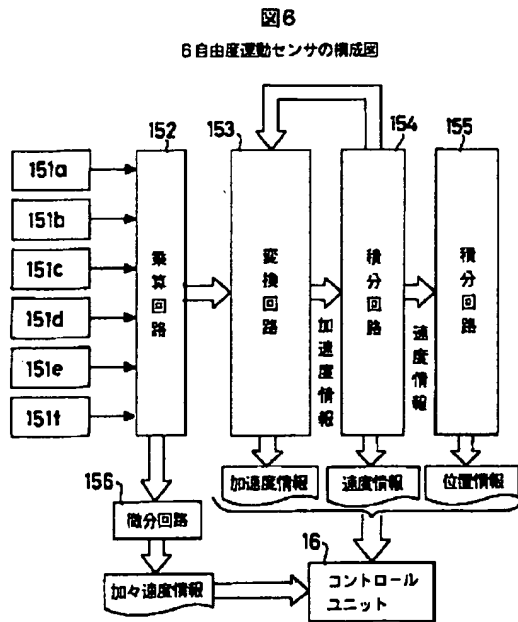
【図5】

図5
ブレーキ油圧制御部の構成を示す図

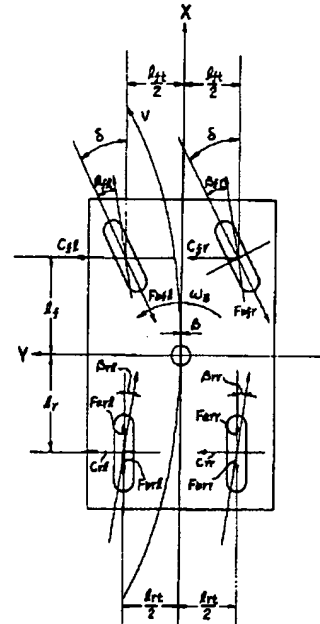
【図8】

図8
スピン状態の車両軌跡

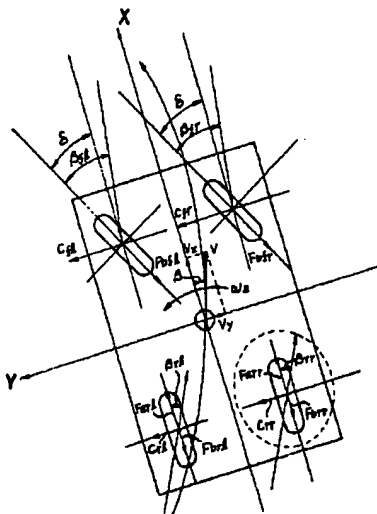
【図6】



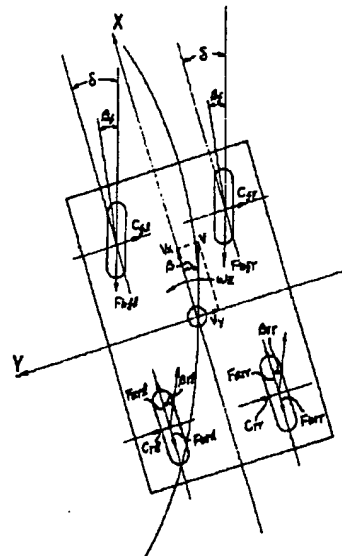
【図10】

図10
横滑り無し時の車両釣り合い

【図11】

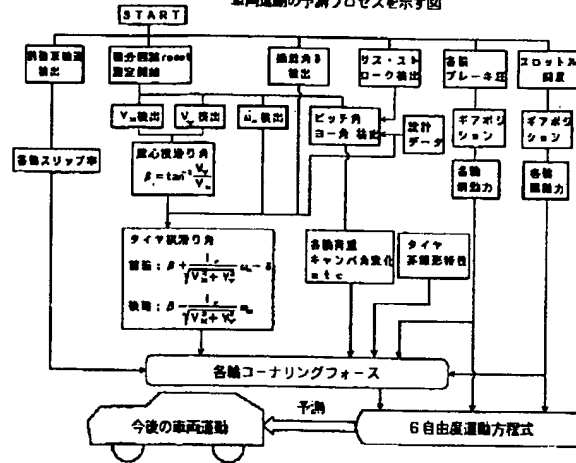
図11
横滑り有り時の車両釣り合い

【図12】

図12
カウンターステア時の車両釣り合い

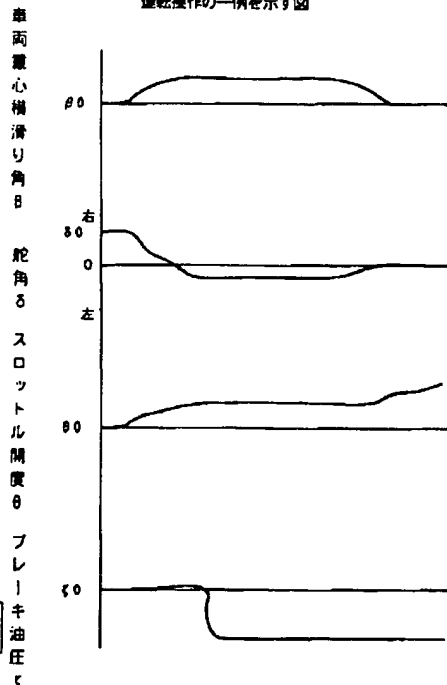
【図 14】

図14
車両運動の予測プロセスを示す図

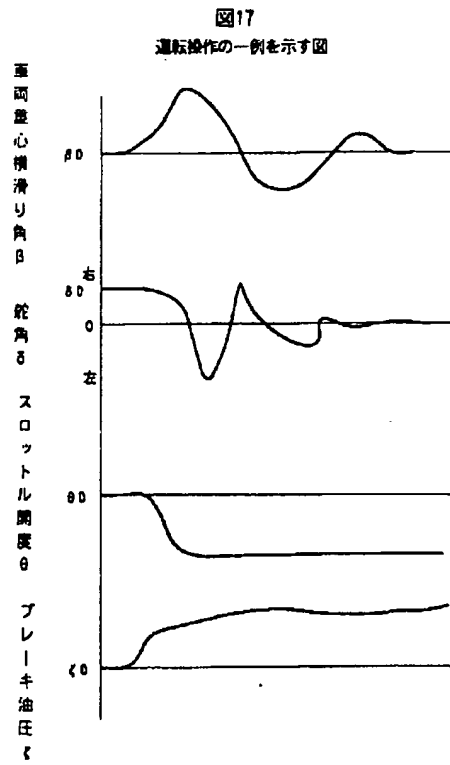


【图 16】

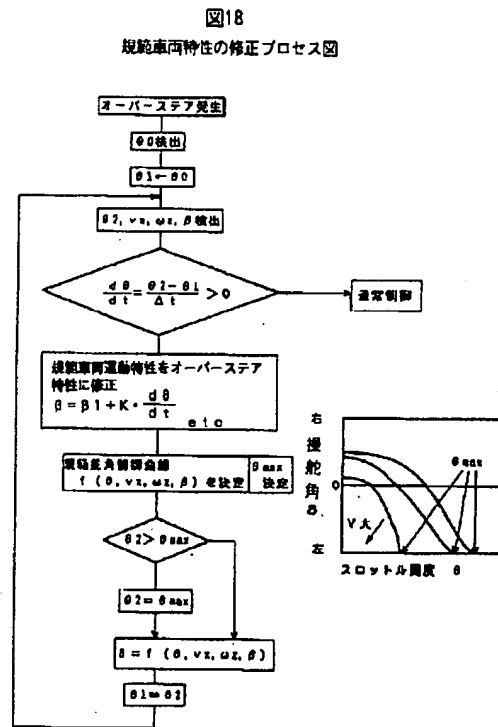
図16
運転操作の一例を示す図



【図17】



【図18】



THIS PAGE BLANK (USPTO)